

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Yoichi IKEDA
Title: HYDRAULIC PASSAGE STRUCTURE OF AUTOMATIC
TRANSMISSION FRICTION ELEMENT
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 07/14/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

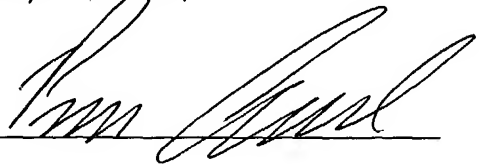
In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-207325 filed 07/16/2002.

Respectfully submitted,

Date July 14, 2003

By



FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月16日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-207325

[ST.10/C]:

[JP2002-207325]

出 願 人

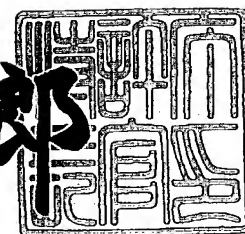
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3027529

【書類名】 特許願

【整理番号】 20020009

【提出日】 平成14年 7月16日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 3/44

【発明の名称】 自動変速機用摩擦要素の作動油路構造

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

【氏名】 池田 揚一

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機用摩擦要素の作動油路構造

【特許請求の範囲】

【請求項1】 変速機ケース内に軸線を横切るよう設けた中間壁の少なくとも軸線方向一方側に変速用の摩擦要素を具え、中間壁に設けた径方向油路を経て前記摩擦要素へ作動油圧を供給するようにした自動変速機において、

中間壁の内周部にスリーブを嵌着し、

該スリーブの内周に、前記摩擦要素のドラムに一体の中心軸部を嵌合し、

前記スリーブに、前記中間壁の径方向油路に通じる第1連絡油路を形成し、

前記ドラムの中心軸部に、該ドラムの作動ピストン油室および前記スリーブの第1連絡油路間を連絡する第2連絡油路を設け、

前記中間壁の径方向油路、前記スリーブの第1連絡油路、および前記ドラム中心軸部の第2連絡油路を順次経て前記作動ピストン油室に前記作動油圧を供給するよう構成したことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【請求項2】 請求項1に記載の油路構造において、前記スリーブを鉄系材料で造ったことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【請求項3】 請求項1または2に記載の油路構造において、前記スリーブを前記中間壁に軸線方向一方側から挿入して位置決めし、該スリーブの挿入方向先端に螺合したナットによりスリーブを中間壁に取着したことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【請求項4】 請求項1乃至3のいずれか1項に記載の油路構造において、前記中間壁の径方向油路に通ずるよう前記スリーブの外周に形成した軸線方向溝により前記第1連絡油路を構成したことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【請求項5】 請求項4に記載の油路構造において、前記スリーブの軸線方向溝の底壁に径方向孔を設け、この径方向孔により該スリーブの軸線方向溝を前記ドラム中心軸部の第2連絡油路に通じさせたことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【請求項6】 請求項5に記載の油路構造において、前記ドラム中心軸部の第2

連絡油路を、前記スリーブの径方向孔に通じるよう前記ドラム中心軸部の外周に形成した円周条溝と、該円周条溝に通じると共に前記作動ピストン室に至るよう前記ドラム中心軸部に形成した軸線方向孔とで構成したことを特徴とする自動変速機用摩擦要素の作動油路構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動変速機の変速制御を司る摩擦要素の作動油路構造、特に、変速機ケース内に軸線を横切るよう設けた中間壁の径方向油路を経て、該中間壁に隣り合わせた摩擦要素に作動油圧を供給するための油路構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動変速機は今日、燃費性能の向上や運転性の向上を狙って多段化される傾向にあり、かかる多段化のために自動変速機の歯車変速装置を、動力源からの回転を減速する減速用遊星歯車組と、その後段における変速機構との組み合わせにより構成し、更に、動力源からの回転をそのまま後段の変速機構に伝達する直結クラッチを設けて、当該直結クラッチの締結、解放と、後段の変速機構における上記2個のクラッチやブレーキの締結、解放との組み合わせにより多数の変速段を選択し得るようにすることが提案されている。

【0003】

例えば、かようにして多段化を実現しようとする時などにおいては、変速機ケース内に軸線を横切るよう中間壁を設け、その両側に上記の減速用遊星歯車組および後段の変速機構を配置し、これらの間を連絡するための回転メンバを中間壁でも支承して構造上の強度を確保することが多い。

そして、中間壁に軸線方向隣り合わせてクラッチなどの変速用摩擦要素が存在する場合、中間壁に形成した径方向油路を経て変速用摩擦要素への作動油圧の供給を行うのが普通である。

【0004】

その理由は、当該作動油圧を供給すべきかドレンすべきかを決定する変速制御

用のコントロールバルブボディーを通常は、変速機ケースの外周に取着することから、このコントロールバルブボディーから摩擦要素までの作動油路の取り回しが容易になるためである。

【0005】

この場合における作動油路構造は従来、例えば特開2000-220704号公報に記載のごとく、そして図7に示すような構成にするのが普通である。

図7において、aは変速機ケース、bは、この変速機ケースa内に軸線を横切るよう設けた中間壁、cは、変速用摩擦要素としてのクラッチ、dは、クラッチドラム、eは、クラッチドラムdに摺動自在に嵌合したクラッチ作動ピストンである。

【0006】

クラッチドラムdは、中間壁bの内周に軸線方向へ張り出すよう設けた中心ボス部f上に回転自在に支承し、当該支承部において中心ボス部fの外周に円周条溝gを形成する。

円周条溝gの両側においてクラッチドラムdおよび中心ボス部f間の嵌合部にシールリングh、iを設け、これらにより円周条溝gの両側からの作動油の漏洩を防止する。

クラッチドラムdには、ピストン作動室jと円周条溝gとの間を通じる透孔kを設け、中心ボス部fには、中間壁bの径方向油路mと連通した軸線方向孔n、およびこの軸線方向孔nを円周条溝gに通じる径方向孔oを設け、

これら径方向油路m、軸線方向孔n、径方向孔o、円周条溝g、透孔kによりクラッチcの作動油路を構成する。

【0007】

中間壁bにおける径方向油路mからの作動油圧は、軸線方向孔n、径方向孔o、円周条溝g、および透孔kを順次経て作動ピストン室jに至り、クラッチcを締結作動させることができる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、従来のようにクラッチドラムdを、中間壁bの中心ボス部f上に回転

自在に支承するのでは、クラッチ作動油路を構成するに当たって中間壁中心ボス部 f の外周に円周条溝 g や、シールリング h, i の嵌合条溝や、透孔 o を形成する必要が発生するため、以下の制限が生じる。

【0009】

つまり、中間壁中心ボス部 f の外周に上記のような条溝や透孔を加工する場合、該中心ボス部 f の径方向外方からカッターやドリルを接近させて当該加工を行うことになるが、中心ボス部 f の径方向外方には変速機ケース a の周壁が存在していて上記の加工が不能、若しくは困難である。

そこで上記文献にも記載されている通り、また図 7 に示すごとく、中間壁 b を変速機ケース a とは別体に構成し、中間壁 b の中心ボス部 f に対する加工が終わってから中間壁 b を変速機ケース a 内に後付けする必要がある、組立工数の増大などによるコスト上の不利益を生ずる。

【0010】

また、クラッチドラム d を中間壁 b の中心ボス部 f 上に回転自在に支承するのでは、このボス部 f を中間壁 b の内周に軸線方向へ張り出すよう設けるため、当該ボス部 f の外径 D が中間壁 b の内周よりも確実に大きくなることから、クラッチドラム d (ピストン e) の内径が大きくなるのを避けられず、ピストン e の必要受圧面積を確保しようとする、ピストン e の外径が大きくなってしまい、自動変速機が径方向に大型化するという問題を生ずる。

【0011】

更に、中間壁 b は変速機ケース a と同じ材質で造るのが常套であり、従って一般的にはアルミニウム合金で造る。

従って、中間壁 b の中心ボス部 f もアルミニウム合金の軟質材で造られていることとなり、これに対し相対回転するクラッチドラム d に引きずられて回転するシールリング h, i により中心ボス部 f の外周におけるシールリング溝が摩耗してシール性能の維持が困難になる懸念を払拭しきれない。

【0012】

本発明は、上記の問題がすべからく、中間壁 b の内周に軸線方向へ張り出すよう設けた中心ボス部 f 上にクラッチドラム d を回転自在に支承する事実起因す

るとの事実認識に基づき、

これに代わるドラムの支承構造にすると共に、これに符合した作動油路構造を構築して、上記の問題を生じないようにすることを目的とする。

【 0 0 1 3 】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用摩擦要素の作動油路構造は、請求項 1 に記載のごとく、

変速機ケース内に軸線を横切るよう設けた中間壁の少なくとも軸線方向一方側に変速用の摩擦要素を具え、中間壁に設けた径方向油路を経て前記摩擦要素へ作動油圧を供給するようにした自動変速機において、

中間壁の内周部にスリーブを嵌着し、

該スリーブの内周に、前記摩擦要素のドラムに一体の中心軸部を嵌合し、

前記スリーブに、前記中間壁の径方向油路に通じる第 1 連絡油路を形成し、

前記ドラムの中心軸部に、該ドラムの作動ピストン油室および前記スリーブの第 1 連絡油路間を連絡する第 2 連絡油路を設け、

前記中間壁の径方向油路、前記スリーブの第 1 連絡油路、および前記ドラム中心軸部の第 2 連絡油路を順次経て前記作動ピストン油室に前記作動油圧を供給するよう構成したことを特徴とするものである。

【 0 0 1 4 】

【発明の効果】

かかる本発明の自動変速機用摩擦要素の作動油路構造によれば、作動油路を中間壁の径方向油路と、スリーブの第 1 連絡油路と、ドラム中心軸部の第 2 連絡油路とで構成するから、

中間壁には径方向油路を設けるだけでよく、他の作動油路構成形状を一切加工する必要がなくなり、従って中間壁を変速機ケースに一体成形することができ、組立工数の増大を回避し得てコスト上の不利益をなくすることが可能である。

【 0 0 1 5 】

また、中間壁の内周部に嵌着したスリーブの内周に、摩擦要素におけるドラムの中心軸部を嵌合するから、ドラムの内径（従って、作動ピストンの内径）を中

間壁の内周よりも確実に小さくすることができ、作動ピストンの必要受圧面積を確保しようとしても作動ピストンの外径を小さくすることができ、自動変速機が径方向に大型化するという問題を回避し得る。

【0016】

更に、スリーブとドラム中心軸部との間における相対回転箇所にて設けるべき作動油路のシールがスリーブの内周に摺接しても、このスリーブを変速機ケースや中間壁と同じ材質にする必要がなくて任意の硬質材料で造り得るから、シールによるスリーブの摩耗を防止してシール性能を長期不変に維持することができる。

【0017】

ここでスリーブは、請求項2に記載のごとく鉄系材料で造るのがよく、

この場合、シールによるスリーブの摩耗を防止してシール性能を長期不変に維持するという作用効果を顕著なものにすることができる。

【0018】

また請求項3に記載のごとく、スリーブは中間壁に軸線方向一方側から挿入して位置決めし、スリーブの挿入方向先端に螺合したナットによりスリーブを中間壁に取着するのが、スリーブの取り付け作業性の点で好ましい。

【0019】

更に請求項4に記載のごとくスリーブの第1連絡油路は、中間壁の径方向油路に通ずるようスリーブの外周に形成した軸線方向溝により構成するのが、第1連絡油路の加工性の点で好ましい。

【0020】

また請求項5に記載のごとく、スリーブの上記軸線方向溝の底壁に径方向孔を設け、この径方向孔によりスリーブの軸線方向溝をドラム中心軸部の第2連絡油路に通じさせるのが、スリーブの第1連絡油路を簡単に加工し易くする上で好ましい。

【0021】

更に請求項6に記載のごとく、ドラム中心軸部の第2連絡油路は、スリーブの径方向孔に通じるようドラム中心軸部の外周に形成した円周条溝と、該円周条溝に通じると共に作動ピストン室に至るようドラム中心軸部に形成した軸線方向孔

とで構成するのが、ドラム中心軸部の第2連絡油路を簡単に加工し易くする上で好ましい。

【0022】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる作動油路構造を具えた自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G1は第1遊星歯車組、G2は第2遊星歯車組、G3は第3遊星歯車組、M1は第1連結メンバ、M2は第2連結メンバ、C1は第1クラッチ、C2は第2クラッチ、C3は第3クラッチ、B1は第1ブレーキ、B2は第2ブレーキ、Inputは入力部（入力軸1）、Outputは出力部（出力歯車2）である。

【0023】

本実施の形態において自動変速機用歯車変速装置は、図1の左端部（入力部Inputに近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置し、

第1遊星歯車組G1により減速用遊星歯車組を構成し、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3により後段の変速機構を構成する。

【0024】

第1遊星歯車組G1は、常時固定の第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1、R1に噛み合う第1ピニオンP1を回転自在に支持する第1キャリアPC1とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。

第2遊星歯車組G2は、第2サンギヤS2と、第2リングギヤR2と、これらギヤS2、R2に噛み合う第2ピニオンP2を回転自在に支持する第2キャリアPC2とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

【0025】

第3遊星歯車組G3は、入力部Inputに近い側における第3サンギヤS3および入力部Inputから遠い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS3、S4の各々に噛み合う共通な第3ピニオンP3と、この第3ピニオンP3を回転自在に支

持した第3キャリアPC3と、第3ピニオンP3に噛み合う1個の第3リングギヤR3とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第3サンギヤS3および第4サンギヤS4は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

【0026】

また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3、S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設ける。

なおセンターメンバCMおよびアウターメンバOMはそれぞれ、図3の実態構成につき後述するが實際上、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあって隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう径方向内方および径方向外方へ延在させる。

【0027】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、図示せざるエンジンにトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようになす。

出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになす。

なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

【0028】

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適宜結合し得るようにし、従って第3クラッチC3は、入力回転をそのまま遊星歯

車組G2,G3よりなる変速機構に伝達する直結クラッチを構成する。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3における第3キャリアPC3のアウトメンバーOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして固定可能とする。

【0029】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチC1、C2、C3およびブレーキB1、B2を図2に示す組み合わせで締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

【0030】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を説明する。

（第1速）

前進第1速は図2に示すように、第1クラッチC1と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この第1速では、第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方、第3遊星歯車組G3においては、第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定されるため、第3リングギヤR3からの出力回転に対し、第3サンギヤS3の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第3サンギヤS3の回転は、第1連結メンバーM1を介し、第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に伝達される。

よって、第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2から逆方向の減速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転をさらに減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバーM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【 0 0 3 1 】

(第 2 速)

第 2 速は図 2 に示すように、第 1 速で締結されていた第 1 ブレーキ B 1 を解放し、第 2 ブレーキ B 2 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の締結により得ることができる。

この第 2 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方、第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 2 ブレーキ B 2 の締結により、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されるため、第 3 ピニオン P3 により連結されている第 3 サンギヤ S3 が固定される。そして、第 1 連結メンバ M 1 を介し第 3 サンギヤ S3 と連結されている第 2 サンギヤ S2 がケースに固定される。

よって第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 から正方向の減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 が固定されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転を更に減速した回転（但し、第 1 速よりも高速）が、第 2 キャリア PC 2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

【 0 0 3 2 】

(第 3 速)

第 3 速は図 2 に示すように、第 2 速で締結されていた第 2 ブレーキ B 2 を解放し、第 2 クラッチ C 2 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の締結により得ることができる。

この第 3 速では第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。同時に、第 2 クラッチ C 2 の締結により、この減速回転が第 2 遊星歯車組 G 2 の第 2 サンギヤ S2 に入力される。

よって第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 と第 2 サンギヤ S2 とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤ R2, S2 と一体に回転する第 2 キャリア PC 2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ減速回転（第 1 遊星歯車組 G 1 の減速回転に同じ）が出力される。

【 0 0 3 3 】

(第4速)

第4速は図2に示すように、3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速では、第2遊星歯車組G2において第1クラッチC1の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。

一方第3遊星歯車組G3においては、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。このため、第3サンギヤS3の回転は、第3リングギヤR3の出力回転よりも増速され、この第3サンギヤS3の増速回転は、第1連結メンバM1を介して第2サンギヤS2に伝達される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から減速回転が入力され、第2サンギヤS2から増速回転が入力されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0034】

(第5速)

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0035】

(第6速)

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第4サンギヤS4がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0036】

(後退)

後退の変速段は図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

【0037】

図3は、上記した歯車変速装置の実態構成図、図4～図6は、当該実態構成のうち本発明に係わる作動油路構造を拡大して示す詳細図である。

以下、これらの図を基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図3では歯車変速装置を、図1のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース 3 内に、入力軸 1 および中間軸 4 を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸 1 および中間軸 4 を変速機ケース 3 に対し個々に回転自在に支持する。

【0038】

入力軸 1 に近い変速機ケース 3 の前端開口を、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸 1 を貫通して軸承すると共に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介してエンジン（図示せず）を駆動結合する。

なお上記のポンプケース内には、詳細な図示を明瞭のため省略したギヤポンプ等のポンプ要素を内蔵してオイルポンプを構成し、これにポンプ駆動軸 51 を介しエンジンに結合してオイルポンプを常にエンジン駆動するようになる。

【0039】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して入力軸 1 および中間軸 4 の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【0040】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるオイルポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部空所内に図 3 に示すごとく、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G1 は、反力受けとして機能するようサンギヤ S1 をポンプカバー 6 の後方へ突出する中心ボス部 6a にセレーション嵌着して常時回転不能とし、回転入力メンバであるリングギヤ R1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 10 の外周に結合する。

【0041】

入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤ R1 を包囲するようクラッチドラム 11 を設け、該クラッチドラム 11 の内周およびリン

グギヤR1の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック12を設け、これらで直結クラッチとしての第3クラッチC3を構成し、このクラッチC3を減速用遊星歯車組G1の外周に配置する。

ここでリングギヤR1は、第3クラッチC3のクラッチハブに兼用する。

なお第3クラッチC3の作動ピストンであるクラッチピストン13は、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるオイルポンプケースから遠い第1遊星歯車組G1の側に配置し、これがためクラッチピストン13は遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム11の端壁11aおよび中間軸4の前端に嵌合する。

【0042】

第3クラッチピストン13およびクラッチドラム11の端壁11a間に画成された室52は、ポンプカバー6に穿った油路14a、入力軸1に穿った油路14b、および中間軸4に穿った油路14cからなる第3クラッチ作動油路を経て前記したコントロールバルブボディー（図示せず）に接続し、

油路14a、14b間の接続部を、入力軸1およびポンプカバー6間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止し、油路14b、14c間の接続部を、入力軸1および中間軸4間の嵌合部に介在させたシールリング54により封止する。

かくて第3クラッチピストン13は、コントロールバルブボディーから油路14a、14b、14cを経て供給される作動油圧を受けて図の右方へストロークすることで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

中空軸9の前端から径方向外方へ延在し、その後第3クラッチC3を包囲するようなドラム状となした連結部材53を設け、該連結部材53の前端をキャリアPC1に結合する。

ここでキャリアPC1は前記したところから明らかなように、第1遊星歯車組（減速用遊星歯車組）G1の回転出力メンバを構成する。

【0043】

中間壁8および端蓋7間に画成された後部空所内には、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3よりなる変速機構と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを、図3に示すごとくに配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は中間軸4上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、中空軸9をクラッチドラム15の中心軸部となす。

そして、クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

かくして第1クラッチC1は第2遊星歯車組（シングルピニオン型遊星歯車組）G2の外周に配置し、第2リングギヤR2は、第1クラッチC1のクラッチハブに兼用する。

【0044】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に、つまり第3遊星歯車組（ダブルサンギヤ型遊星歯車組）G3から遠い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20の外周を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に摺動自在に嵌合する。

また、クラッチピストン19、20の内周をそれぞれ中空軸9（クラッチドラム15の中心軸部）の外周に摺動自在に嵌合して、これらピストン19、20間に作動ピストン油室61を画成し、ピストン19と中空軸9（クラッチドラム15の中心軸部）との間には別のピストン62を嵌合して、その前後に作動ピスト

ン油室63, 64を画成する。

これらクラッチピストン19, 20は、上記の油室61, 63, 64へ中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21a~21c(図では1個の油路のみが見えているが、詳しくは図4~図6につき後述する)からの作動油圧を受けてストロークすることで、第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に容量制御下に締結し得るものとする。

【0045】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

【0046】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、これから、前記したごとくサンギヤS3,S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後

方において変速機ケース 3 内に嵌合したブレーキピストン 25 により適宜締結可能にする。

【0047】

ブレーキハブ 23 の後端に被さるようブレーキハブ 26 を設け、該ブレーキハブ 26 の後端壁 26a を第3遊星歯車組 G3 の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁 26a の内周を第3遊星歯車組 G3 のサンギヤ S4 に結合する。

ブレーキハブ 26 の外周および変速機ケース 3 の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック 27 を設け、これにより第2ブレーキ B2 を構成し、この第2ブレーキ B2 を、ブレーキパック 27 の後方において変速機ケース 3 内に嵌合したブレーキピストン 28 により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキ B1 および第2ブレーキ B2 はそれぞれ、第1クラッチ C1 および第2クラッチ C2 の外周に配置されると共に、第2ブレーキ B2 よりも第1ブレーキ B1 が入力軸 1（第1遊星歯車組 G1）の近くに配置されるが、これら第1ブレーキ B1 および第2ブレーキ B2 は第3遊星歯車組 G3 よりも第2遊星歯車組 G2 寄りに配置する。

【0048】

なお、図1のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキ B1 を構成するブレーキハブ 23 の前端と変速機ケース 3 との間にはワンウェイクラッチ OWC を設け、第1ブレーキ B1 の解放状態でこのワンウェイクラッチ OWC による第3キャリア PC3 の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようにする。

但しこのワンウェイクラッチ OWC による第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリア PC3 の逆方向回転をワンウェイクラッチ OWC が許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキ B1 を締結して第3キャリア PC3 の当該逆方向回転を阻止するようになる。

【0049】

変速機ケース 3 内には別に図3のごとく、入力軸 1 および中間軸 4 と平行なカウンタシャフト 29 を回転自在に支持して設け、これにカウンタギヤ 30 およびファイナルドライブピニオン 31 を一体成形し、カウンタギヤ 30 を出力

歯車 2 に嚙合させ、ファイナルドライブピニオン 31 に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を嚙合させる。

【0050】

ところで本実施の形態においては、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の作動ピストン油室 64, 63, 61 に作動油圧を供給する油路 21a, 21b, 21c をそれぞれ図 4 ~ 図 6 に示すごとくに構成する。

図 4 は、作動ピストン油室 64 に作動油圧を供給する油路 21a (図 3) の詳細を示し、出力歯車 2 を支持した中間壁 8 の中心ボス部の内周に、好ましくは鉄系材料で造ったスリーブ 65 を嵌着する。

この嵌着に当たっては、スリーブ 65 を中間壁 8 の中心ボス部内周に軸線方向一方側 (図 4 では図の右側) から挿入して限界位置に位置決めし、スリーブ 65 の挿入方向先端に螺合したナット 66 によりスリーブ 65 を中間壁 8 に取着する。

ここでナット 66 は、出力歯車 2 を中間壁 8 の中心ボス部外周に回転自在に支承する軸受 67 の抜け止めに兼用する。

【0051】

中空軸 9 (クラッチドラム 15 の中心軸部) を上記スリーブ 65 の内周に嵌合して中間壁 8 の内周に支持し、スリーブ 65 の外周に、中間壁 8 の径方向油路 8a に通じるよう開口する軸線方向溝 65d を形成すると共に、該軸線方向溝 65d の底壁に径方向孔 65e を形成し、これら軸線方向溝 65d および径方向孔 65e によりスリーブ 65 の第 1 連絡油路 65a を構成する。

中空軸 9 (クラッチドラム 15 の中心軸部) の外周には、スリーブ 65 の径方向孔 65e に通じるよう円周条溝 9d を形成し、この円周条溝 9d に通じると共に作動ピストン室 64 に通じるよう中空軸 9 (クラッチドラム 15 の中心軸部) に軸線方向孔 9e を設け、これらでドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9a を構成する。

【0052】

中間壁 8 の径方向油路 8a と、スリーブ 65 の第 1 連絡油路 65a と、ドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9a とで、作動油室 64 のための作動油路 21a を構

成し、これら油路 8 a, 65 a, 9 a を順次経て図 4 に矢で示すごとく作動ピストン油室 64 へ作動油圧を供給するような構成にする。

なお、ピストン油室 64 への作動油圧の供給は、この油圧がピストン 19, 62 の双方を介して第 1 クラッチ C1 の締結を行うことから、その締結容量が大きくなるため、第 1 クラッチ C1 の締結を要求される第 1 速～第 4 速（図 2 参照）のうち第 1 クラッチ C1 の締結容量を大きくする必要のある第 1 速～第 3 速の選択時にピストン油室 64 へ作動油圧を供給することとする。

ここで、ピストン油室 64 に作動油圧を供給する時は、ピストン油室 63 へ作動油圧を供給しても第 1 クラッチ C1 の締結容量は同じであるため、第 1 速～第 3 速ではこのピストン油室 63 へも作動油圧を供給しておき、ピストン油室 63 にはその他に第 4 速の選択時にも作動油圧を供給する。

かようにすることで第 4 速では、ピストン油室 64 に作動油圧が供給されないから、受圧面積の小さなピストン油室 63 の作動油圧のみで第 1 クラッチ C1 の締結がなされることとなり、第 1 クラッチ C1 の締結容量を第 4 速用の小さなものにすることができる。

【0053】

上記のごとく第 1 速～第 4 速でピストン油室 63 に作動油圧を供給する油路 21 b（図 3）は、図 5 に詳細を示すごとくに構成し、中間壁 8 の中心ボス部内周に嵌着したスリーブ 65 の外周に、中間壁 8 の対応する径方向油路 8 b に通じるよう開口する軸線方向溝 65 f を形成すると共に、該軸線方向溝 65 f の底壁に径方向孔 65 g を形成し、これら軸線方向溝 65 f および径方向孔 65 g によりスリーブ 65 の第 1 連絡油路 65 b を構成する。

そして中空軸 9（クラッチドラム 15 の中心軸部）の外周には、スリーブ 65 の径方向孔 65 g に通じるよう円周条溝 9 f を形成し、この円周条溝 9 f に通じると共に作動ピストン室 63 に通じるよう中空軸 9（クラッチドラム 15 の中心軸部）に軸線方向孔 9 g を設け、これらでドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 b を構成する。

【0054】

中間壁 8 の径方向油路 8 b と、スリーブ 65 の第 1 連絡油路 65 b と、ドラム

中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 b とで、作動油室 6 3 のための作動油路 2 1 b を構成し、これら油路 8 b, 6 5 b, 9 b を順次経て図 5 に矢で示すごとく作動ピストン油室 6 3 へ作動油圧を供給するような構成にする。

【0055】

図 6 は、作動ピストン油室 6 1 に作動油圧を供給する油路 2 1 c (図 3) の詳細を示し、中間壁 8 の中心ボス部内周に嵌着したスリーブ 6 5 の外周に、中間壁 8 の対応する径方向油路 8 c に通じるよう開口する軸線方向溝 6 5 h を形成すると共に、該軸線方向溝 6 5 h の底壁に径方向孔 6 5 i を形成し、これら軸線方向溝 6 5 h および径方向孔 6 5 i によりスリーブ 6 5 の第 1 連絡油路 6 5 c を構成する。

そして中空軸 9 (クラッチドラム 1 5 の中心軸部) の外周には、スリーブ 6 5 の径方向孔 6 5 i に通じるよう円周条溝 9 h を形成し、この円周条溝 9 h に通じると共に作動ピストン室 6 1 に通じるよう中空軸 9 (クラッチドラム 1 5 の中心軸部) に軸線方向孔 9 i を設け、これらでドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 c を構成する。

【0056】

中間壁 8 の径方向油路 8 c と、スリーブ 6 5 の第 1 連絡油路 6 5 c と、ドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 c とで、作動油室 6 1 のための作動油路 2 1 c を構成し、これら油路 8 c, 6 5 c, 9 c を順次経て図 6 に矢で示すごとく作動ピストン油室 6 1 へ作動油圧を供給するような構成にする。

かかるピストン油室 6 1 への作動油圧の供給により第 2 クラッチ C2 が締結され、第 2 クラッチ C2 の締結が要求される第 3 速、第 5 速、および後退 (図 2 参照) で、上記ピストン油室 6 1 への作動油圧の供給を行うこととする。

【0057】

上記した本実施の形態になるクラッチ C1, C2 作動油路構造によれば、作動油路 2 1 a ~ 2 1 c を中間壁 8 の径方向油路 8 a ~ 8 c と、スリーブ 6 5 の第 1 連絡油路 6 5 a ~ 6 5 c と、ドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 a ~ 9 c とで構成したから、

中間壁 8 には径方向油路 8 a ~ 8 c を設けるだけでよく、他の作動油路構成形

状を一切加工する必要がないため、中間壁 8 を図 3 ～図 6 に示すごとく変速機ケース 3 に一体成形することができ、組立工数の増大を回避し得てコスト上大いに有利である。

【0058】

また、中間壁 8 の内周部に嵌着したスリーブ 65 の内周に、クラッチドラム 15 の中心軸部 9 を嵌合するから、ドラム 15 の内径を中間壁 8 の内周よりも確実に小さくすることができ、作動ピストン 19, 20 の必要受圧面積を確保しようとしてもこれら作動ピストンの外径を小さくすることができ、自動変速機が径方向に大型化するという問題を回避し得る。

【0059】

更に、スリーブ 65 とドラム中心軸部 9 との間における相対回転箇所にて設けるべき作動油路のシールリング 68 (図 4 ～図 6 参照) がスリーブ 65 の内周に摺接しても、このスリーブ 65 を変速機ケース 3 や中間壁 8 と同じ材質にする必要がなく任意の鉄系材料などの硬質材料で造り得るから、シールリング 68 によるスリーブ 65 の摩耗を防止して当初のシール性能を長期不変に維持することができる。

【0060】

なお本実施の形態においては、スリーブ 65 を中間壁 8 に軸線方向一方側から挿入して位置決めし、スリーブ 65 の挿入方向先端に螺合したナット 66 によりスリーブ 65 を中間壁 8 に取着することから、スリーブ 65 の取り付け作業性が向上して有利である。

【0061】

また本実施の形態においては、スリーブ 65 の第 1 連絡油路 65 a ～ 65 c を、中間壁 8 の対応する径方向油路 8 a ～ 8 c に通ずるようスリーブ 65 の外周に形成した軸線方向溝 65 d, 65 f, 65 h と、軸線方向溝 65 d, 65 f, 65 h の底壁に設けた径方向孔 65 e, 65 g, 65 i とにより構成したから、第 1 連絡油路 65 a ～ 65 c の加工性が向上してコスト的に有利である。

【0062】

更に本実施の形態においては、ドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 a, 9 b,

9cを、スリーブ65の径方向孔65e, 65g, 65iに通じるようドラム中心軸部9の外周に形成した円周条溝9d, 9f, 9hと、該円周条溝9d, 9f, 9hに通じると共に作動ピストン室64, 63, 61に至るようドラム中心軸部9に形成した軸線方向孔94e, 9g, 9iとで構成したから、ドラム中心軸部9の第2連絡油路9a, 9b, 9cを簡単に加工し易くすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になる油路構造を具えた自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図2】 同歯車変速装置における変速用摩擦要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図3】 図1に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図4】 同歯車変速装置の実態構成における、本発明に關した大容量用の第1クラッチの作動油路構造を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図5】 同歯車変速装置の実態構成における、本発明に關した小容量用の第1クラッチの作動油路構造を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図6】 同歯車変速装置の実態構成における、本発明に關した第2クラッチの作動油路構造を拡大して示す詳細拡大断面図である。

【図7】 従来のクラッチの作動油路構造を示す断面図である。

【符号の説明】

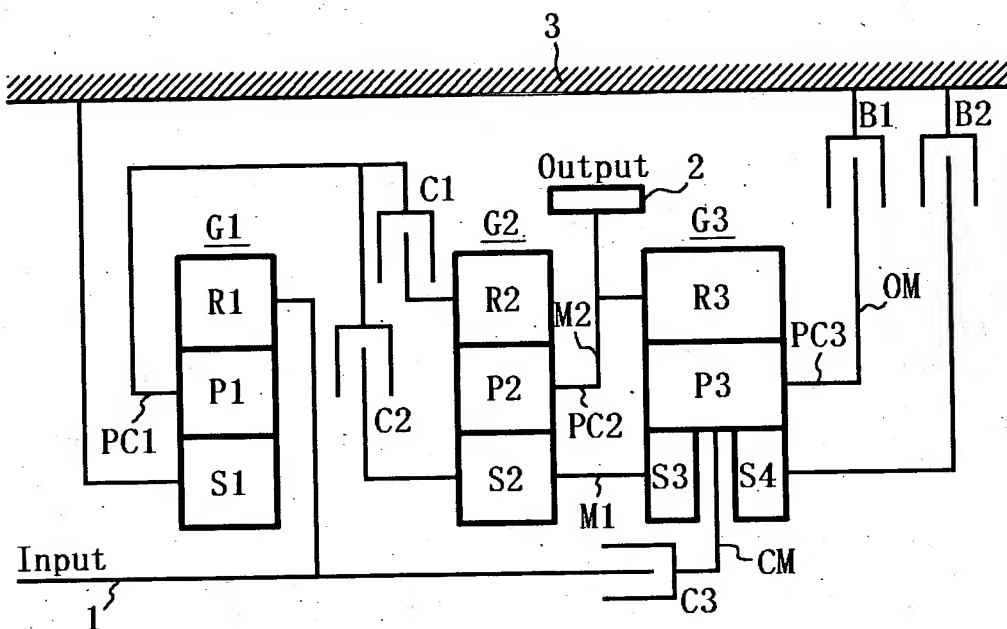
- G1 第1遊星歯車組
- G2 第2遊星歯車組
- G3 第3遊星歯車組
- M1 第1連結メンバ
- M2 第2連結メンバ
- C1 第1クラッチ
- C2 第2クラッチ
- C3 第3クラッチ
- B1 第1ブレーキ
- B2 第2ブレーキ

- 1 入力軸
- 2 出力歯車
- S1 第1サンギヤ
- R1 第1リングギヤ
- P1 第1ピニオン
- PC1 第1キャリアPC1
- S2 第2サンギヤ
- R2 第2リングギヤ
- P2 第2ピニオン
- PC2 第2キャリア
- S3 第3サンギヤ
- S4 第4サンギヤ
- P3 第3ピニオン
- PC3 第3キャリア
- R3 第3リングギヤ
- CM センターメンバ
- OM アウターメンバ
- 3 変速機ケース
- 4 中間軸
- 5 ポンプハウジング
- 6 ポンプカバー
- 7 端蓋
- 8 中間壁
- 8a~8c 径方向油路
- 9 中空軸（クラッチドラム中心軸部）
- 9a~9c 第2連絡油路
- 9d,9f,9h 円周条溝
- 9e,9g,9i 軸線方向孔
- 10 フランジ

- 11 クラッチドラム
- 12 クラッチパック
- 13 クラッチピストン
- 15 クラッチドラム
- 17 クラッチハブ
- 19 クラッチピストン
- 20 クラッチピストン
- 21a~21c クラッチ作動油路
- 22 筒状連結メンバ
- 23 ブレーキハブ
- 25 ブレーキピストン
- 26 ブレーキハブ
- 28 ブレーキピストン
- 29 カウンターシャフト
- 30 カウンターギヤ
- 31 ファイナルドライブピニオン
- 51 オイルポンプ駆動軸
- 53 ドラム状連結部材
- 61 第2クラッチ作動油室
- 62 クラッチ締結容量調整ピストン
- 63 小締結容量用第1クラッチ作動油室
- 64 大締結容量用第1クラッチ作動油室
- 65 スリーブ
- 65a~65c 第1連絡油路
- 65d,65f,65h 軸線方向溝
- 65e,65g,65i 径方向孔
- 66 ナット
- 67 出力歯車支持軸受
- 68 シールリング

【書類名】 図面

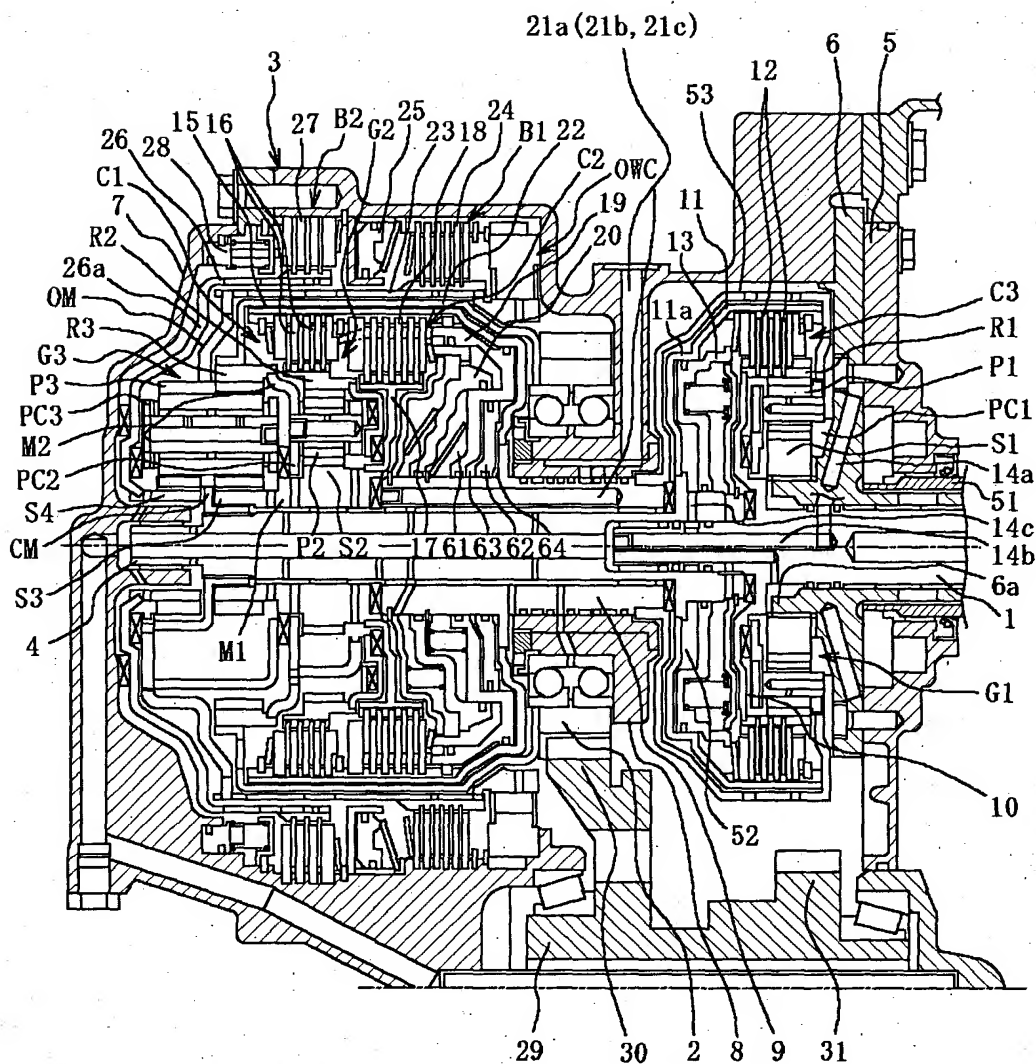
【図 1】



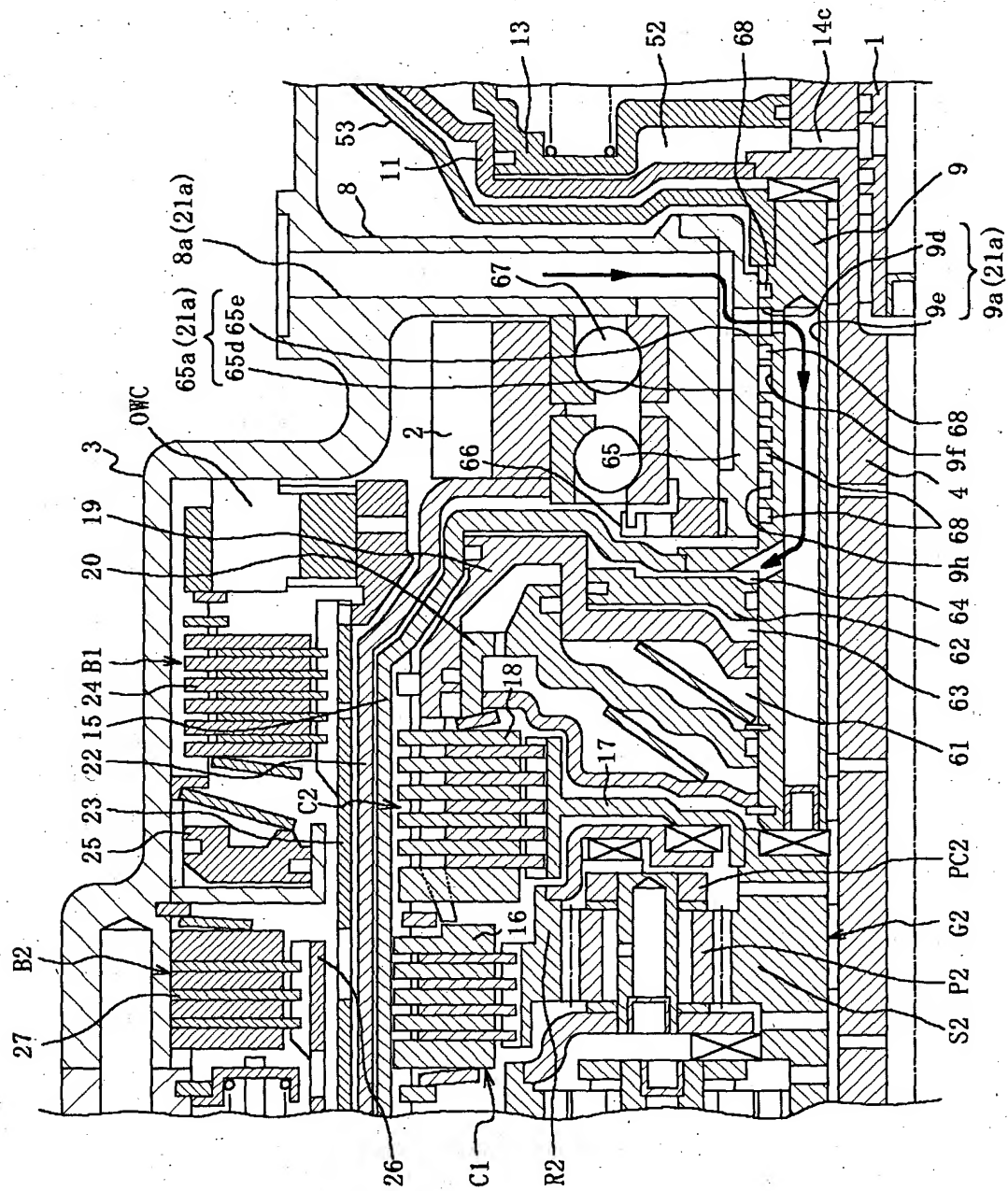
【図 2】

摩擦要素		C1	C2	C3	B1	B2
変速段						
前進	第1速	○			○	
	第2速	○				○
	第3速	○	○			
	第4速	○		○		
	第5速		○	○		
	第6速			○		○
後退			○		○	

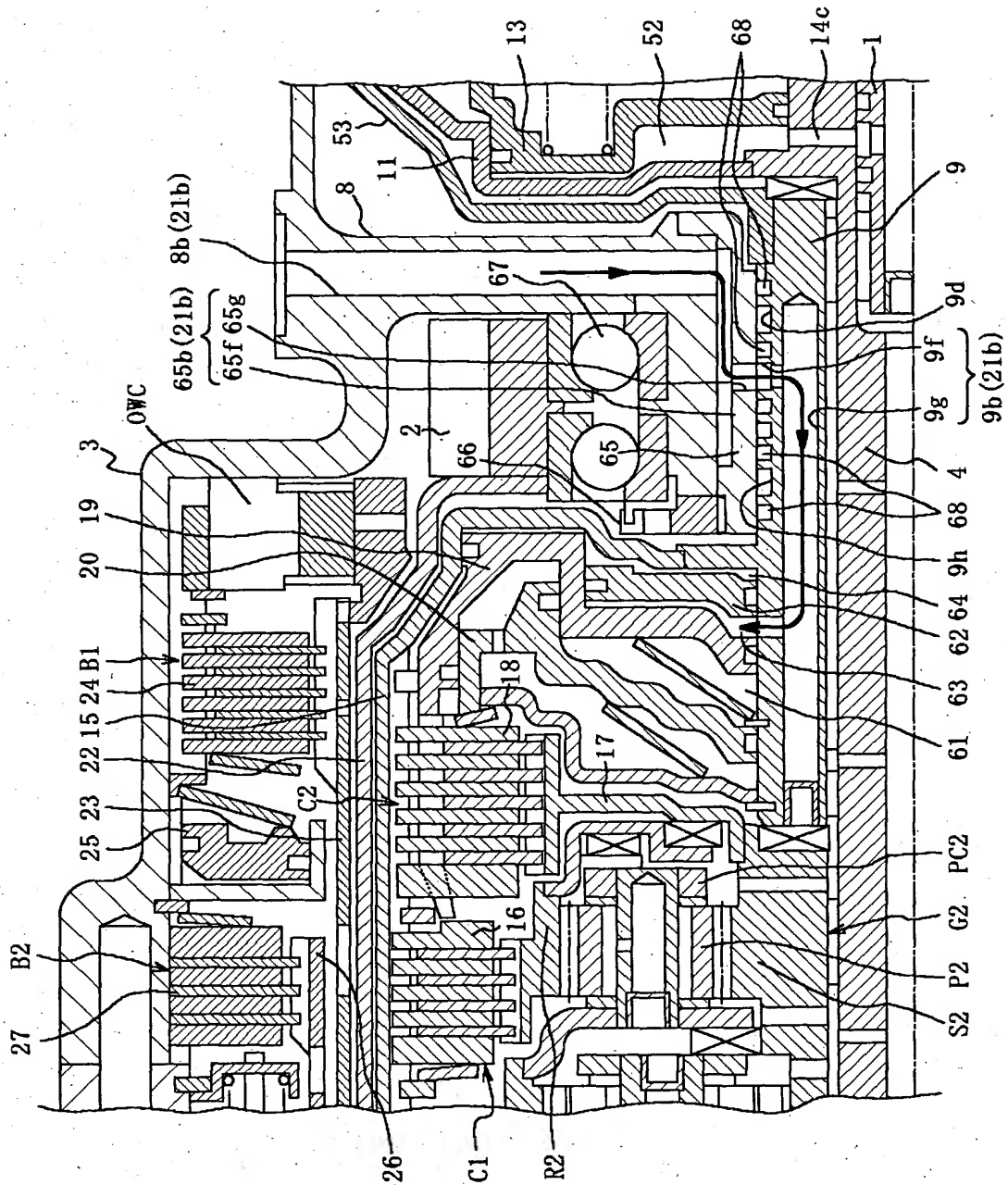
【図3】



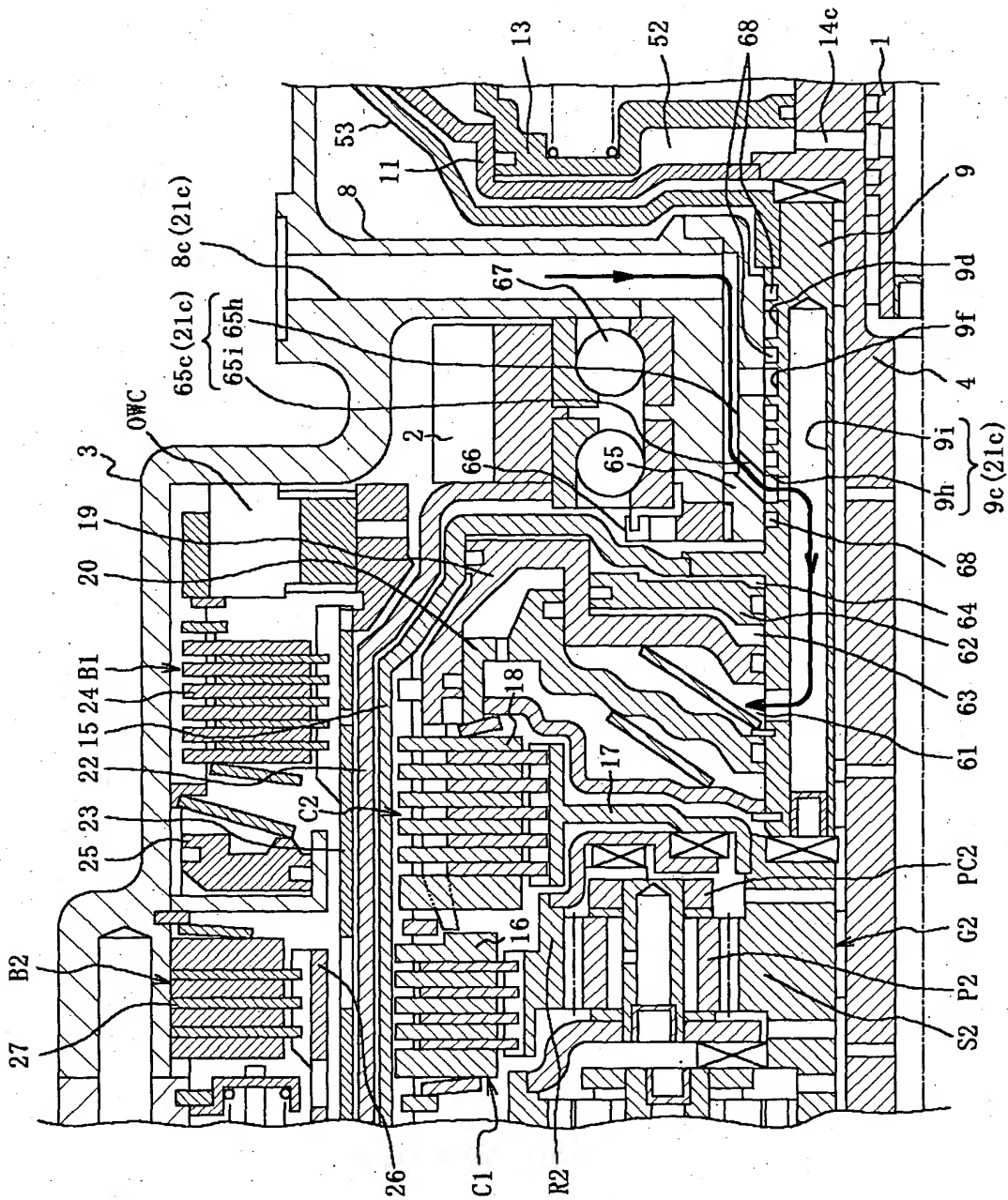
【図4】



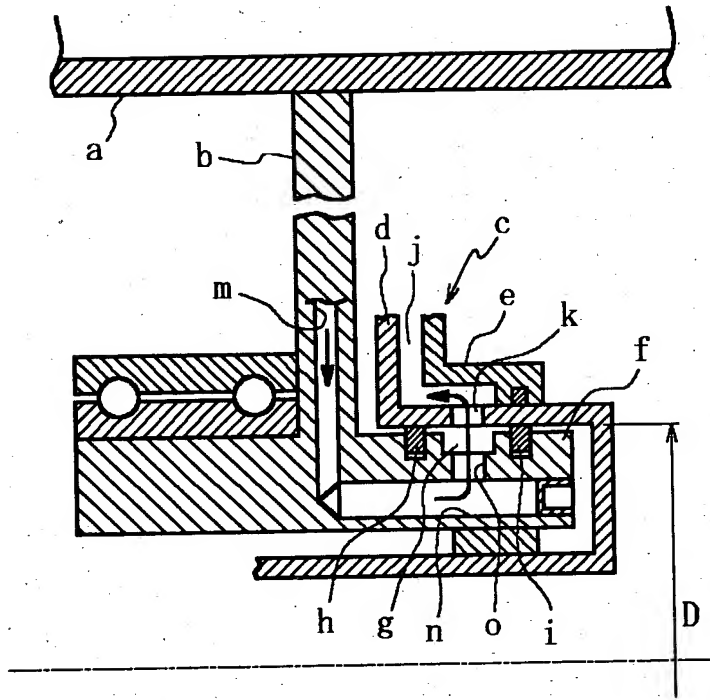
【図5】



【図6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 中間壁の径方向油路から摩擦要素への作動油路構造が、中間壁と変速機ケースとの一体化を妨げることをないように、また径方向大型化を招くことをないようにする。

【解決手段】 油室 6 4 に作動油圧を供給する油路 2 1 a を構築するに当たり、中間壁 8 の中心ボス部内周にスリーブ 6 5 を嵌着し、このスリーブ内に中空軸 9（クラッチドラム 1 5 の中心軸部）を支持する。スリーブ 6 5 の外周に、中間壁 8 の径方向油路 8 a に通じるよう開口する軸線方向溝 6 5 d を形成し、その底壁に径方向孔 6 5 e を形成し、これらでスリーブ 6 5 の第 1 連絡油路 6 5 a を構成する。クラッチドラム中心軸部 9 の外周には、スリーブ 6 5 の径方向孔 6 5 e に通じるよう円周条溝 9 d を形成し、この円周条溝 9 d に通じると共に室 6 4 に通じるようクラッチドラム中心軸部 9 に軸線方向孔 9 e を設け、これらでドラム中心軸部 9 の第 2 連絡油路 9 a を構成する。径方向油路 8 a と、第 1 連絡油路 6 5 a と、第 2 連絡油路 9 a とで、室 6 4 のための作動油路 2 1 a を構成し、これら油路を順次経て矢で示すごとく室 6 4 へ作動油圧を供給する構成となす。

【選択図】 図 4

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日

[変更理由] 名称変更

住 所 静岡県富士市今泉700番地の1

氏 名 ジャトコ株式会社